

Д.А. БАБИЧЕВ, инженер 1-й категории ЗАО "ТюменьНИПИнефть", Россия;
Д.Т. БАБИЧЕВ, д.т.н., профессор каф. ПМ ТюмГНГУ, Тюмень, Россия;
М.Г. СТОРЧАК, д.т.н., научный сотрудник ИМВ УШ, Штутгарт, Германия;
А.Ю. ТАЙСИН, инженер 2-й категории ОАО Гипротюменнефтегаз, Тюмень

ПОКАЗАТЕЛИ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ К ИЗМЕНЕНИЮ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ

Предложена система качественных показателей для количественной оценки чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния a_w . Эти показатели характеризуют, как при известных профилях зубьев изменение a_w влияет на: передаточное отношение, боковой зазор и положение контактной точки. Приведены формулы для вычисления всех предложенных показателей, а также диаграммы – примеры их использования для конкретных передач.

Ключевые слова: цилиндрическая передача, погрешности зацепления, качественные показатели.

1. Постановка проблемы и актуальность задачи.

1.1. Проблема. Пару лет назад один из авторов этой статьи был свидетелем разговора двух высококлассных специалистов по зубчатым передачам. Первому из них – работнику промышленности – нужно было модифицировать эвольвентные профили так, чтобы снизились контактные напряжения в начальной стадии пересопряжения зубьев. Второй собеседник – преподаватель вуза – предлагал с помощью разработанных им методик и компьютерных программ создать новую передачу с меньшими контактными напряжениями и удельным скольжением, нежели в эвольвентных зацеплениях. Производственный отказался от такого предложения, сказав: "В наших передачах при прогреве увеличивается межосевое расстояние, и нужно, чтобы при этом профили зубьев оставались сопряженными. Теоретически нечувствительны к изменению межосевого расстояния только эвольвентные профили и ничего, кроме них, в этих точных высоконагруженных передачах применять нельзя". Из этого разговора можно сделать такие выводы. **1)** В некоторых видах цилиндрических передач важным фактором их работоспособности является малая чувствительность профилей зубьев к изменению межосевого расстояния. **2)** В теории зацеплений используют много разных качественных показателей работы передач, но среди них отсутствуют общепризнанные числовые критерии для оценки влияния на условия работы зацеплений погрешностей взаимного положения зубчатых колес, вообще, и погрешностей межосевого расстояния, в частности. **3)** Создание системы показателей для количественной оценки влияния погрешностей взаимного положения зубчатых колес на условия их зацепления, является актуальной задачей. **4)** Разработку такой системы целесообразно начать с показателей чувствительности цилиндрических передач (как самых распространенных) к изменению межосевого расстояния (как одному из важных параметров взаимного положения).

1.2. Качественные показатели зацеплений. Все показатели делятся на локальные и на глобальные. Локальные показатели характеризуют свойство в одной точке на поверхности зуба (радиус кривизны шестерни, приведенный радиус кривизны в контакте, угол давления и т.п.) или внутри зуба (напряжения, деформации и т.п.). Глобальные показатели отражают свойства передачи или зубчатого колеса

в целом (коэффициент перекрытия, максимальные напряжения внутри зуба, толщина зуба на поверхности вершин и т.п.). Практически все глобальные показатели получают обработкой локальных показателей по поверхности зацепления, или по поверхности и по внутреннему объему зубьев. Работы, где широко представлены и использованы качественные показатели зацеплений: [1-8]. Систематизации качественных показателей сделаны: для пространственных зацеплений в [9-11], для плоских – в [12, 13]. В последние годы заметны тенденции введения и использования новых видов качественных показателей [13, 14], а также применение все более сложных с вычислительной точки зрения показателей: толщина масляной пленки, критерии холодного и горячего заедания, площадь и форма пятна контакта, напряженно-деформированное состояние зубьев и другие.

1.3. Возможные пути решения проблемы качественных показателей влияния погрешностей взаимного положения зубчатых звеньев. Оценивать влияние погрешностей положения звеньев на работу передач можно, используя одним из двух подходов: *Подход 1.* Провести компьютерное моделирование работы передачи при измененных параметрах взаимного положения. Достоинства способа: простота и универсальность подхода – можно для всех видов передач задавать все возможные виды отклонений взаимного положения звеньев и вычислять изменения любых качественных показателей. Недостатки: требуется мощный пакет программ для надежного решения обратной задачи [1] теории зацеплений в анализируемом виде передачи; большой объем вычислений; сложности в анализе результатов. *Подход 2.* Ввести систему качественных показателей влияния погрешностей взаимного положения зубчатых колес на работу передачи: вначале локальных показателей, а на их основе и глобальных. Получить необходимые расчетные уравнения (кстати, достаточно простые) и реализовать их в качестве надстройки той программы, которая используется при проектировании данного вида передач. Заметим, что и при использовании первого подхода придется вводить и использовать критерии влияния погрешностей положения на качество передачи.

1.4. Предложенное решение. В настоящей статье использован второй подход применительно к цилиндрическим передачам: **а)** предложена система качественных показателей для количественной оценки чувствительности передач к изменению межосевого расстояния; **б)** построены математические модели для предложенных показателей; **в)** проведено исследование чувствительности конкретных цилиндрических передач с помощью программы, в которой реализованы разработанные математические модели. Предлагаю систему качественных показателей:

Во-первых, ввели три основных геометро-кинематических локальных показателя чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния. Это следующие коэффициенты:

- изменения передаточного отношения, %/мм:

$$k_{i12} = \Delta i_{12} / i_{12} \cdot 100\% / \Delta a_w; \quad (1a)$$

- увеличения бокового зазора:

$$k_{\delta} = \Delta \delta / \Delta a_w; \quad (16)$$

- перемещения точки контакта по профилю зуба:

$$k_{\Delta S} = \Delta S / \Delta a_w. \quad (1b)$$

Здесь (см. рисунок 1) Δi_{12} – приращение передаточного отношения i_{12} в дан-

ном положении зубчатых колес, вызванное смещением полюса зацепления W из-за увеличения межосевого расстояния a_w на Δa_w ; $\Delta\delta$ – зазор между профилями (с одной стороны зуба), обусловленный тем же увеличением межосевого расстояния a_w на Δa_w ; ΔS – перемещение точки контакта по профилю зуба, обусловленное увеличением a_w на Δa_w ($\Delta S > 0$ при перемещении точки контакта в сторону головки зуба; для шестерни и колеса перемещения ΔS_1 и ΔS_2 разные; коэффициентов $k_{\Delta S}$ два: $k_{\Delta S1}$ и $k_{\Delta S2}$).

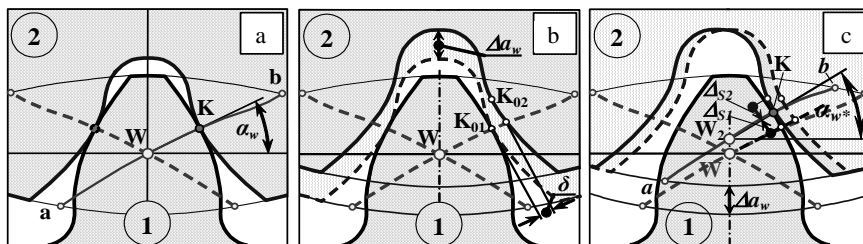


Рисунок 1 – Фазы изменения межосевого расстояния:

а – исходное плотное зацепление; б – зубчатые колеса отодвинуты без их поворота; в) сделан поворот колеса до касания зубьев

Во-вторых, ввели три вспомогательных геометрических и силовых локальных качественных показателя. Это еще три коэффициента:

- отставания колеса по начальной окружности:

$$k_{\Delta S w} = k_{\delta} / \cos \alpha_*; \quad (2a)$$

- изменения угла зацепления:

$$k_{\alpha} = \Delta \alpha_* / \Delta a_w \cdot 180 / \pi; \quad (2б)$$

- увеличения радиальной силы:

$$k_{F_r} = \Delta F_r / \Delta a_w \cdot 100\%. \quad (2в)$$

В-третьих, в качестве главных глобальных показателей чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния предлагаем использовать: минимальные, максимальные и средние значения шести предложенных локальных показателей (прежде всего – трех основных геометро-кинематических). В качестве дополнительного глобального показателя предлагаем взять коэффициент изменения торцового коэффициента перекрытия (1/мм):

$$k_{\varepsilon a} = \Delta \varepsilon_{\alpha} / \Delta a_w. \quad (2г)$$

2. Расчетная схема, исходные данные и требуемые результаты. На рисунке 2 приведена схема цилиндрической зубчатой передачи (см. точку К контакта профилей шестерни и колеса с радиусами кривизны ρ_1 и ρ_2 соответственно) и заменяющий механизм с низшими парами (см. шарнирный четырехзвенник $O_1N_1N_2O_2$, в котором вращательные кинематические пары N_1 и N_2 расположены в центрах кривизны двух сопряженных профилей зубьев). Напомним, что в заменяющем механизме в заданном положении угловые скорости и угловые ускорения ведущего и ведомого звеньев 1 и 2 те же, что и в исходной зубчатой передаче [15]. Отметим также, что сопряженные профили в цилиндрических передачах обеспечивают постоянство передаточного числа, т.е. при $\omega_1 = \text{const}$, будет и $\omega_2 = \text{const}$. Но для этого радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 профилей должны удовлетворять известному уравнению Эйлера-Савари

[1]:

$$\frac{1}{r_{w1}} + \frac{1}{r_{w2}} = \left(\frac{1}{\rho_1 \pm L} + \frac{1}{\rho_2 \mp L} \right) \cdot \sin \alpha. \quad (3)$$

где r_{w1} , r_{w2} – радиусы начальных окружностей; L – расстояние точки контакта K от полюса зацепления W ; α – угол зацепления (см. рисунки 1,а и 2).

Любой паре сопряженных профилей в каждый момент их касания соответствует один заменяющий механизм – существует метод построения такого механизма, предложенный Бобилье [1]. Заметим, что на рисунках 2 и 3 изображены в масштабе: профили зубьев, их радиусы кривизны и заменяющий механизм для конкретной синтезированной передачи, показанной на рисунке 5 в конце этой статьи.

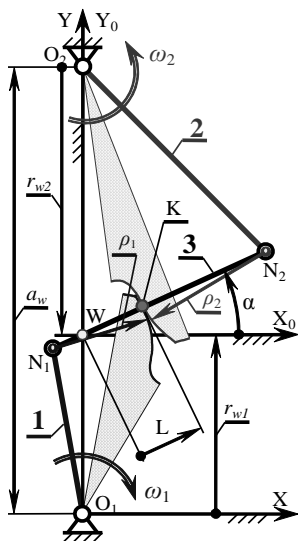


Рисунок 2 – Цилиндрическая передача и рычажный заменяющий механизм

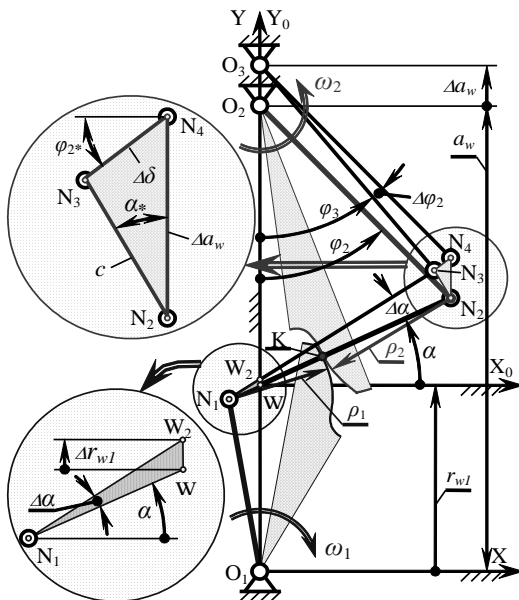


Рисунок 3 – Расчётная схема

Т.к. заменяющий механизм с точки зрения кинематики и геометрии есть аналог зубчатой передачи (до вторых производных включительно), то одинакова и чувствительность этих двух механизмов к изменению межосевого расстояния a_w . Что позволяет, анализируя поведение рычажного механизма, получить расчетные уравнения для вычисления всех показателей чувствительности цилиндрических передач к изменению a_w . На рисунке 3 дана расчетная схема, предназначенная для этой цели. На ней показан заменяющий механизм в двух положениях: в исходном положении – при расчетном межосевом расстоянии a_w (см. схему $O_1N_1N_2O_2$ и рисунок 1,а), и при увеличении a_w на Δa_w (см. схему $O_1N_1N_3O_2$, построенную при тех же длинах шатуна 3 и ведомого звена 2). Точка N_4 – положение центра кривизны профиля колеса, когда колесо отодвинули от шестерни на величину Δa_w (см. рисунок 1,б), но еще не повернули на угол $\Delta \varphi_2$, чтобы зубья шестерни и колеса соприкоснулись. На рисунках 3 и 1,с изображено, как при из-

менении a_w смещается полюс зацепления – переходит из точки W в W_2 : увеличивая начальный радиус r_{w1} на Δr_{w1} , увеличивая угол зацепления α на $\Delta\alpha$ и создавая боковой зазор $\Delta\delta$ на одной стороне зуба (малые перемещения показаны в крупном масштабе в левой части рисунка 3). Углы φ_{2*} и α_* , присутствующие в треугольнике $N_2N_3N_4$, есть средние значения этих углов до и после изменения межосевого расстояния a_w . Т.е. следует полагать: $\varphi_{2*} = \varphi_2 + \Delta\varphi_2 / 2$ и $\alpha_* = \alpha + \Delta\alpha / 2$.

Исходные данные для расчета: 1) Параметры передачи: a_w – межосевое расстояние; i_{12} – передаточное отношение ($i_{12}=z_2/z_1=\omega_1/\omega_2>0$). 2) Положение точки контакта: L – расстояние точки контакта K от полюса зацепления W (направление отсчета – в направлении окружной скорости); α – угол зацепления в этой точке контакта. 3) Радиусы кривизны профилей в точке контакта: ρ_1 и ρ_2 (радиус кривизны положителен для выпуклого профиля). 4) Вычислительный параметр Δa_w – приращение межосевого расстояния a_w , равное, например, полю допуска на a_w .

Иногда точка контакта K может быть задана на линии зацепления не полярными координатами L и α , а декартовыми: x_{0K} и y_{0K} в системе X_0WY_0 . Приведем формулы пересчета исходных данных x_{0K} и y_{0K} в L и α .

$$L = \text{Sign}(x_{0K}) \cdot \sqrt{x_{0K}^2 + y_{0K}^2}; \quad \alpha = \arctg(y_{0K} / x_{0K}), \quad (4)$$

где функция $\text{Sign}(x_{0K})=+1$ при $x_{0K}\geq 0$ и $\text{Sign}(x_{0K})=-1$ при $x_{0K}<0$.

Требуемые результаты – формулы для вычисления всех показателей чувствительности передачи к изменению межосевого расстояния: k_{i12} , k_δ , $k_{\Delta S1}$, $k_{\Delta S2}$, $k_{\Delta SW}$, k_w , k_{Fr} .

3. Расчетные уравнения. Приводим их без вывода и с минимумом пояснений.

Радиусы начальных окружностей:

$$r_{w1} = a_w / (i_{12} + 1); \quad r_{w2} = r_{w1} \cdot i_{12}. \quad (5)$$

Координаты центров кривизны профилей (точек N_1 и N_2 в системе X_0WY_0):

$$x_{0N1} = (L - \rho_1) \cdot \cos \alpha; \quad y_{0N1} = (L - \rho_1) \cdot \sin \alpha. \quad (6a)$$

$$x_{0N2} = (L + \rho_2) \cdot \cos \alpha; \quad y_{0N2} = (L + \rho_2) \cdot \sin \alpha. \quad (6b)$$

Длина звена 2:

$$O_2N_2 = \sqrt{x_{0N2}^2 + (r_{w2} - y_{0N2})^2}. \quad (7)$$

Угол поворота звена 2:

$$\varphi_2 = \arctan(r_{w2} - y_{0N2}, x_{0N2}). \quad (8)$$

Заметим, что функция $\arctan(x, y)$ находит полярный угол точки, отмеряемый от оси OX, по двум ее координатам x и y ; угол лежит в интервале $\{-\pi < \varphi \leq \pi\}$.

Начальные размеры треугольника $N_2N_3N_4$:

$$\tilde{n} = \frac{\Delta a_w \cdot \cos \varphi_2}{\cos(\alpha - \varphi_2)}; \quad \Delta\delta = \frac{\Delta a_w \cdot \sin \alpha}{\cos(\alpha - \varphi_2)}. \quad (9)$$

Начальные приращения углов α и φ_2 :

$$\Delta\alpha = c / (\rho_1 + \rho_2); \quad \Delta\varphi_2 = -\Delta\delta / O_2N_2. \quad (10)$$

Углы в треугольнике $N_2N_3N_4$:

$$\alpha_* = \alpha + \Delta\alpha / 2; \quad \varphi_{2*} = \varphi_2 + \Delta\varphi_2 / 2. \quad (11)$$

Размеры треугольника $N_2N_3N_4$:

$$\tilde{n}_* = \frac{\Delta a_w \cdot \cos \varphi_{2*}}{\cos(\alpha_* - \varphi_{2*})}; \quad \Delta \delta_* = \frac{\Delta a_w \cdot \sin \alpha_*}{\cos(\alpha_* - \varphi_{2*})}. \quad (12)$$

Приращения углов α и φ_2 :

$$\Delta \alpha_* = c_* / (\rho_1 + \rho_2); \quad \Delta \varphi_{2*} = -\Delta \delta_* / O_2 N_2. \quad (13)$$

Приращение начального радиуса шестерни:

$$\Delta r_{w1} = \Delta \alpha_* \cdot (\rho_1 - L) / \cos \alpha_*. \quad (14)$$

Приращение передаточного отношения:

$$\Delta i_{12} = [\Delta \alpha_w - (i_{12} + 1) \cdot \Delta r_{w1}] / r_{w1}. \quad (15)$$

Приращение радиальной силы в процентах:

$$\Delta F_r = [\operatorname{tg}(\alpha + \Delta \alpha_*) / \operatorname{tg} \alpha - 1] \cdot 100\%. \quad (16)$$

Показатели чувствительности передачи к изменению межосевого расстояния:

- коэффициент изменения передаточного отношения:

$$k_{i12} = \Delta i_{12} / i_{12} \cdot 100\% / \Delta a_w; \quad (17)$$

- коэффициент бокового зазора:

$$k_{\delta} = \Delta \delta_* / \Delta a_w; \quad (18)$$

- коэффициенты перемещения точки контакта по профилям зубьев шестерни и колеса:

$$k_{\Delta S1} = \Delta \alpha_* \cdot \rho_1 / \Delta a_w; \quad k_{\Delta S2} = \Delta \alpha_* \cdot \rho_2 / \Delta a_w; \quad (19)$$

- коэффициент доворота колеса по начальной окружности:

$$k_{\Delta Sw} = k_{\delta} / \cos \alpha_*; \quad (20)$$

- коэффициент изменения угла зацепления:

$$k_{\alpha} = \Delta \alpha_* / \Delta a_w \cdot 180 / \pi; \quad (21)$$

- коэффициент увеличения радиальной силы:

$$k_{Fr} = \Delta F_r / \Delta a_w. \quad (22)$$

4. Пример исследования чувствительности передачи к изменению a_w .

Формулы (4-22) реализованы на компьютере. На рисунках 4-5 и в таблице приведены результаты исследования по созданной программе двух передач с профилями зубьев, синтезированными по методике, изложенной в [16]. На

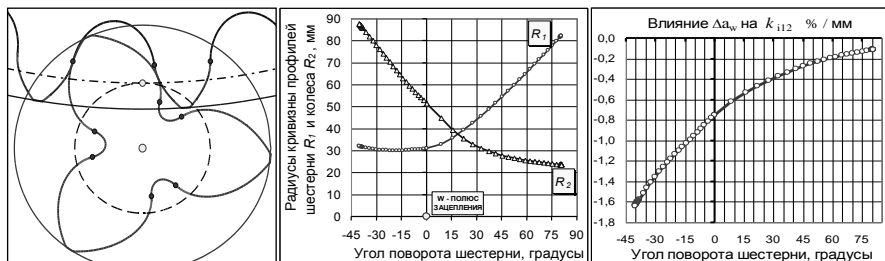


Рисунок 4 – Передача с $\sigma_H = 1000 \text{ МПа} = \text{const}$ при $u=9$, $a_w=500 \text{ мм}$, $b_2=36 \text{ мм}$, $P=100 \text{ кВт}$, $n_1=1111,1 \text{ об/мин}$: R кривизны профилей; влияние Δa_w на передаточное отношение i_{12}

рисунке 4 даны параметры и вид передачи, названной равнопрочной, т.к. в ней профили найдены из условия постоянства контактных напряжений вдоль всей линии зацепления. В средней части рисунка 4 видно, что на ножке шестерни профиль зуба близок к дуге окружности радиуса $R_1 \approx 31 \text{ мм}$ (при начальном радиусе $r_{w1} = 50 \text{ мм}$!). При этом дуга заходит внутрь основной окружности эвольвентной шестерни с таким же r_{w1} . Эта передача вполне работоспособна: при угле зацепления в полюсе $\alpha_w = 25,57^\circ$, угол давления на колесо (без учета сил трения) плавно уменьшается от $\alpha_{\text{MAX}} = 44,3^\circ$ до $\alpha_{\text{MIN}} = 8,8^\circ$. Справа на рисунке 4 показано влияния межосевого расстояния a_w на передаточное отношение i_{12} . Видно, что наибольшее отклонение i_{12} , равное $\approx -0,016$ (при $i_{12} = 9$), будет в начальный момент касания зубьев, если увеличим a_w на 1 мм . Если же a_w увеличим на $0,2 \text{ мм}$, то отклонение i_{12} будет равно $-0,016 \times 0,2 = -0,0032$.

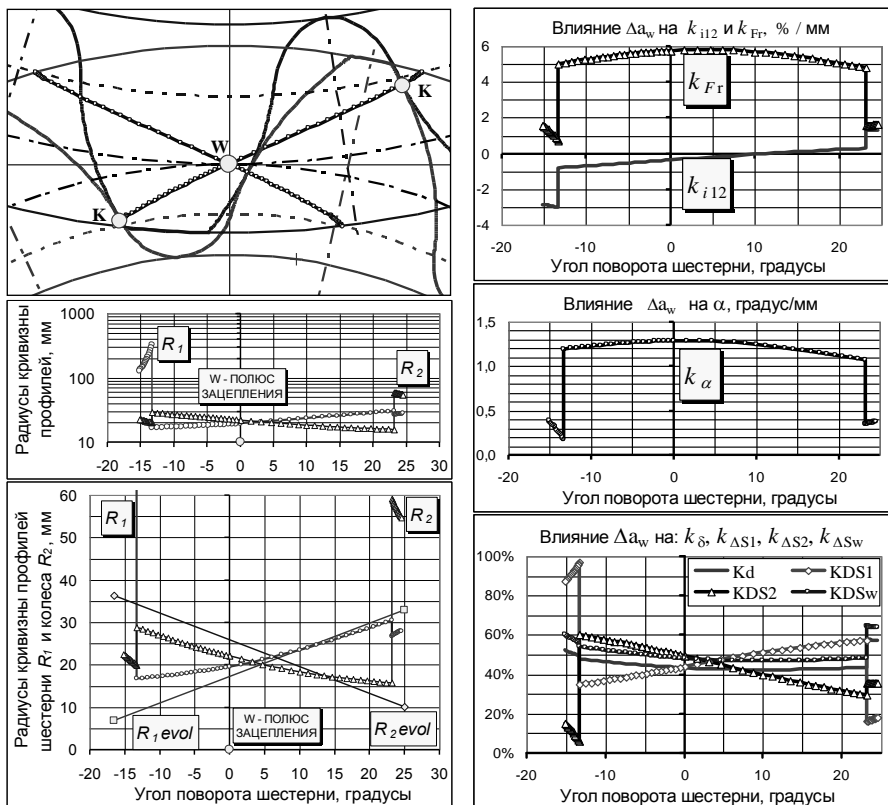


Рисунок 5 – Модифицированная передача с $\sigma_H = 1000/750 \text{ МПа}$, $a_w = 100 \text{ мм}$, $b_2 = 23,44 \text{ мм}$, $P = 100 \text{ кВт}$, $n_1 = 4000 \text{ об/мин}$: R кривизны профилей; влияние Δa_w на работу передачи

На рисунке 5 и в таблице приведены данные исследования модифицированной равнопрочной передачи, также с небольшими числами зубьев $z_1 = 10$ и $z_2 = 15$. В ней профили зубьев найдены из условия, что на основной части ли-

нии зацепления контактные напряжения по Герцу $\sigma_H=1000\text{Па}$. А в начальной и конечной фазах зацепления $\sigma_H=750\text{МПа}$ (полагая контакт однопарным). На рисунке 5 показаны графики всех предложенных локальных качественных показателей. Слева под изображением картины зацепления приведены диаграммы изменения радиусов кривизны синтезированных профилей: с логарифмической шкалой для показа больших значений радиусов кривизны на участках пересопряжения зубьев, и с линейной шкалой – для показа наиболее важного диапазона изменения радиусов кривизны. При этом на диаграмме с линейной шкалой приведены для сравнения и графики изменения радиусов кривизны в эвольвентной передаче с $\sigma_H=1000\text{Па}$ в полюсе зацепления. В таблице – все предложенные глобальные качественные показатели.

Таблица – Глобальные показатели влияния отклонений межосевого расстояния

ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ ---->			$P_1=100\text{кВт}$ $n_1=4000\text{об/мин}$ $\nu=1,5$ $a_w=100\text{мм}$ $b_1=23,44\text{мм}$								
ПОКАЗАТЕЛЬ			Начало зацепления			Основная часть			Конец зацепления		
			Min	Сред	Max	Min	Сред	Max	Min	Сред	Max
1	Радиусы кривизны профилей	$R_1, \text{мм}$	129,6	194,3	329,4	16,72	22,13	30,53	26,79	27,41	28,02
2		$R_2, \text{мм}$	19,96	21,22	22,44	15,71	20,8	28,88	54,71	56,83	59,15
3	Контактные напряжения по Герцу	$\sigma_H, \text{МПа}$	750	750	750	1000	1000	1000	750	750	750
4	Коэффициенты чувствительности передачи к изменению межосевого расстояния	$k_{i12}, \text{ \%/мм}$	-3,03	-2,93	-2,85	-0,8	-0,22	0,29	1,288	1,308	1,329
5		$k_a, \text{ \%}$	49,3%	50,8%	52,2%	42,3%	43,7%	47,6%	57,1%	57,5%	58,0%
6		$k_{\text{DS1}}, \text{ \%}$	87,6%	92,1%	97,1%	34,8%	47,1%	57,2%	16,1%	17,2%	18,2%
7		$k_{\text{DS2}}, \text{ \%}$	5,9%	10,8%	15,2%	29,4%	44,8%	60,2%	35,5%	35,6%	35,6%
8		$k_{\text{DSw}}, \text{ \%}$	55,9%	58,0%	60,1%	46,7%	48,5%	54,0%	63,7%	64,0%	64,4%
9		$k_{\alpha}, \text{ }^{\circ}/\text{мм}$	0,169	0,289	0,387	1,073	1,227	1,286	0,345	0,359	0,372
10		$k_{\text{FT}}, \text{ \%/мм}$	0,71	1,188	1,57	4,792	5,487	5,831	1,538	1,59	1,635
11		$k_{\alpha u}, \text{ 1/мм}$	Этот показатель программа пока не вычисляет								

Выводы. Предложена система качественных показателей для оценки чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния a_w ; разработаны их математические модели; создана компьютерная программа; проведено исследование нескольких передач, позволившее сделать следующие выводы:

1. При модификации любых профилей (в том числе, эвольвентных) на участках начала и окончания контакта зубьев, с целью снижения контактных напряжений σ_H за счет увеличения приведенного радиуса кривизны, всегда получаем существенное увеличение важного качественного показателя – коэффициента изменения передаточного отношения k_{i12} .

2. Величину роста k_{i12} можно уменьшить за счет подбора величины и закона изменения σ_H вдоль модифицируемых отрезков профилей зубьев.

3. В принципе, можно синтезировать основные участки профилей зубьев по комплексному критерию качества $F=F(k_{i12}, \sigma_H)$ так, чтобы и σ_H стало приемлемым, и k_{i12} увеличивалось менее резко.

4. Предложенная и рассмотренная система коэффициентов качества может послужить основой более полной системы локальных и глобальных качественных показателей для оценки влияния погрешностей взаимного положения зубчатых звеньев на условия контакта зубьев и работу передач.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 2. Дусев И.И., Васильев В.М. Аналитическая теория пространственных зацеплений и ее применение к исследованию гипоидных передач. – Новочеркасск: Изд НПИ, 1968. – 148с. 3. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. – М.: Машиностроение, 1969. – 431с. 4. Болотовский И.А., Безруков В.И., Васильев О.Ф. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. – М.: Машиностроение, 1986. – 448с. 5. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1995. – 320с. 6. Гольдфарб В.И., Ткачев А.А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94с. 7. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганск: СНУ им. Даля, 2006. – 408с. 8. Воронцов Б.С. Математическое обеспечение интерактивного синтеза передач зацеплением // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода", – Харьков, 2010. – №27. – С.49-54. 9. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений // Изв. Вузов. Машиностроение. – 1964. – №10. – С.5-15. 10. Ленский М.Ф. Инвариантная теория плоских кинематических пар с точечным касанием. // Машиноведение – 1967 – №5. 11. Бабичев Д.Т. Вопросы исследования геометрии и кинематики пространственных зацеплений: Дис... канд. техн. наук. – Новочеркасск, 1971. – 140с. (Автореф. – Новочеркасск: НПИ, 1971. – 22с.). 12. Ленский М.Ф., Прохоров В.П. Обобщенные показатели зубчатых зацеплений с параллельными осями // Машиноведение. – 1971 – №5. – С. 67-77. 13. Babichev D.A., Serebrennikov A.A., Babichev D.T. Qualitative indexes of flat engagements operation // Proceedings The 7th international scientific conference "Research and Development of mechanical Elements and Systems": IRMES 2011. Zlatibor, Serbia. – 2011. – S.623-630. 14. Бабичев Д.А. Выборочность сил трения в цилиндрических прямозубых передачах и критерии для ее оценки // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2011. – С.3-11. 15. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам – М.: Машиностроение, 1987. – 560с. 16. Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А. Основы синтеза профилей зубьев цилиндрических передач, обладающих повышенной контактной прочностью // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2012. – №36. – С.10-19.

Поступила в редакцию 10.03.2013

УДК 621.83

Показатели чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния / Д.А. Бабичев, Д.Т. Бабичев, М.Г. Сторчак, А.Ю. Тайсин // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – №40(1013). – С.9-17. – Библиогр.: 16 назв.

Запропоновано систему якісних показників для кількісної оцінки чутливості циліндричних передач до зміни міжосевої відстані a_w . Ці показники характеризують, як при відомих профілях зубців змін a_w впливає на: передавальне число, бічний зор і положення контактної точки. Наведено формули для обчислення всіх запропонованих показників, а також діаграми – приклади їх використання для конкретних передач.

Ключові слова: циліндрична передача, похибки зацеплення, якісні показники.

Offer a system of quality indicators for quantity evaluation of sensitivity of cylindrical gearings from change center distance a_w . Indicators are characterizing how changing of a_w with known tooth profile is affect to: transmission ratio, backlash and meshing point position. Approved formulas for calculation all presented indicators, also diagrams – as examples of using for concretely gears.

Keywords: cylindrical gearing, gearing error, gearings qualitative indicators.

УДК 621.833.38

В.В. БЕДНЯКОВ, к.т.н., заместитель Главного конструктора
ОАО "ЭЗТМ", Электросталь, Московская обл., Россия;
С.А. ЛАГУТИН, к.т.н., ведущий конструктор ОАО "ЭЗТМ";
Е.А. ГУДОВ, ведущий инженер-конструктор по редукторостроению ОАО "ЭЗТМ"

РЕДУКТОРЫ ГЛАВНОГО ПРИВОДА ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Обобщен опыт Электростальского завода тяжелого машиностроения в области проектирования и производства специальных редукторов и шестеренных клетей главного привода прокатных станов различного назначения: сортовых и шаропрокатных, прошивных и редукционных, станов холодной про-

© В.В. Бедняков, С.А. Лагутин, Е.О. Гудов, 2013